مدل‌سازی عددی بویلر نیروگاه توس به‌منظور امکان‌سنجی افزایش راندمان★

مرتضی عنبرسوز[۱] محمد پسندیده‌فرد[۲] ناصر شاله[۳]

چکیده در این مقاله، به‌منظور امکان‌سنجی افزایش راندمان و کاهش تولید آلاینده‌ها، بویلر نیروگاه توس مشهد با استفاده از شبیه‌سازی رایانه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور، ابتدا وضعیت فعلی بویلر نیروگاه با سوخت مازوت شبیه‌سازی شده و نتایج عددی با نتایج اندازه‌گیری‌های تجربی موجود در نیروگاه مقایسه گردیده‌اند که تطابق خوبی بین آنها مشاهده شده است. سپس اثر پارامترهای مختلف از جمله قطر ذرات سوخت پاشش شده، دبی هوای ورودی و جهات چرخش هوای ورودی از مشعل‌های بویلر بر راندمان حرارتی و میزان تولید آلاینده‌های اکسیدهای ازت (ناکس) و دوده بررسی شده است. آرایش مناسبی برای چرخش هوای ورودی از ۹ مشعل نیروگاه با استفاده از شبیه‌سازی عددی معرفی شده است که باعث افزایش راندمان و عمر بویلر خواهد شد.

واژه‌های کلیدی نیروگاه حرارتی، قطر قطرات سوخت، آلاینده، راندمان، جهت چرخش.

Numerical Simulation of Toos Power Plant Boiler to Improve its Thermal Efficiency

M. Anbarsooz M. Pasandideh-Fard N. Shaleh

Abstract In this study, the boiler of Mashhad Toos power plant is studied numerically in order to investigate the possibility to improve its efficiency and reduce its pollutants emission. In this regard, first the current status of the boiler is simulated and the numerical results are compared with the available experimental data, where a good agreement is observed. Next, the effects of the injected fuel droplets' diameters, air flow rate and the inlet air swirl direction arrangement on the boiler thermal efficiency and pollution emissions are studied. An appropriate arrangement of the inlet air swirl directions for the nine liquid-fueled burners of the boiler is proposed that will lead to a higher boiler thermal efficiency and lifetime.

Key Words Power plant, Droplet diameter, Pollutants, Efficiency, Swirl direction

---

★تاریخ دریافت مقاله ۹۲/۱۲/۱۶ و تاریخ پذیرش آن ۹۳/۱۱/۸ می‌باشد.

(۱) نویسندهٔ مسئول، استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه مهندسی فناوری‌های نوین قوچان. Anbarsouz@qiet.ac.ir

(۲) استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد.

(۳) کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، شرکت مدیریت تولید برق مشهد.

مقدمه

امروزه، شبیه‌سازی عددی به ابزاری مهم در طراحی و تجزیه و تحلیل بویلر و تجهیزات جانبی آن تبدیل شده است. هدف از به‌کارگیری چنین مدل‌های عددی، طراحی بهینه یک بویلر جدید و یا بهینه‌سازی طراحی اجزای یک بویلر در حال بهره‌برداری برای دستیابی به راندمان بالاتر و در عین حال با تولید آلاینده‌های حاصل از احتراق در حد مجاز است.

وجود مقادیر قابل توجه گوگرد و ازت در سوخت مازوت (غلظت گوگرد حدود ۲/۵ تا ۳/۵ درصد و غلظت ازت حدود ۰/۲ تا ۰/۳ درصد) برحسب شرایط احتراق می‌تواند سبب تشکیل و انتشار مقادیر زیاد اکسیدهای گوگرد و ازت گردد. با توجه به بالا بودن نسبت کربن به هیدروژن در سوخت نفت کوره نسبت به سوخت‌های سبک مانند گاز طبیعی، بخش مهم دیگری از آلاینده‌های احتراق ناشی از احتراق ناقص سوخت می‌باشد. مهم‌ترین این آلاینده‌ها مونوکسیدکربن و دوده می‌باشند که انتشار این گونه‌ها علاوه بر اثرات مضر زیست محیطی سبب کاهش راندمان احتراق نیز می‌گردند.

از مهم‌ترین پارامترهای احتراقی مؤثر بر میزان تشکیل و انتشار آلاینده‌های احتراق می‌توان به دما و میزان اختلاط سوخت و هوا اشاره نمود. اختلاط بهتر سوخت و هوا سبب کاهش تشکیل آلاینده‌های کربنی (مونوکسید کربن و دوده)، افزایش دما و راندمان احتراق می‌گردد. از طرفی افزایش دما در نواحی داغ شعله، سبب افزایش چشم‌گیر میزان تشکیل اکسیدهای ازت و گوگرد می‌گردد. از جمله عوامل مهم دیگر در کنترل میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت و گوگرد میزان تابش می‌باشد. با افزایش میزان تابش، دمای ماکزیمم شعله کم می‌شود و در نتیجه میزان تشکیل این آلاینده‌ها کاهش چشم‌گیری می‌یابد. از عوامل مؤثر بر افزایش میزان تابش شعله می‌توان به تشکیل دوده در شعله و احتراق آن قبل از خروج از محفظهٔ احتراق اشاره نمود.

مشاهده می‌شود میزان تشکیل اکسیدهای ازت و گوگرد، مونوکسید کربن، دوده و راندمان احتراق شدیداً به یکدیگر وابسته‌اند و با تغییر در شرایط احتراق میزان هر یک از آنها تغییر می‌کند. پیچیدگی فرآیند احتراق سوخت‌های هیدروکربنی سنگین و اهمیت تابش و اغتشاشات جریان بر نرخ احتراق و توزیع دما، سبب شده تا برای انتخاب بهینهٔ پارامترهای طراحی از جمله مشخصات سیستم تزریق سوخت، دبی و دمای هوای ورودی و ... نیاز به ابزاری باشد که توانایی اعمال اثر تمامی پارامترهای مذکور را بر احتراق داشته باشد. شبیه‌سازی رایانه‌ای یکی از روش‌های مناسب برای مطالعهٔ فرآیند احتراق است که به‌ویژه اخیراً برای محاسبهٔ آلاینده‌ها بسیار توسعه پیدا کرده و مورد استفاده قرار گرفته است. در ادامه به اختصار، به چند پژوهش انجام شده در حوزهٔ طراحی، تجزیه و تحلیل و بهینه‌سازی نازل‌های سوخت و بویلر اشاره می‌شود.

اولین پژوهش مورد مطالعه، توسط محققان موسسهٔ PSL (Process Simulation LTD) [1] انجام گرفته است. آنان در این مطالعه به شبیه‌سازی بویلر بازیابی عصارهٔ سیاه چوب (Black Liquor) (نوعی زیست تودهٔ حاصل از فرآیندهای تولید کاغذ) پرداختند. بویلرهای مذکور همواره با مشکلاتی هم‌چون آلایندگی بالا، تنش‌های حرارتی بزرگ و ناپایداری بستر سوخت مواجه بوده‌اند. محققان موسسه مذکور، با شبیه‌سازی بویلر بازیابی و مطالعهٔ پارامترهای عملکردی آن موفق شدند با بهینه‌سازی توزیع جریان در بویلر، آلایندگی آن را به‌میزان قابل‌توجهی کاهش دهند و بر راندمان آن بیافزایند.

کازین و همکاران [12] به مدل‌سازی عددی جریان داخلی در نازل‌های با جریان گردشی فشار بالا پرداختند و سه مدل بدون بعد و یک مدل تک‌بعدی را به‌منظور پیش‌بینی عملکرد نازل به‌کار گرفتند. اولین مدل تک‌بعدی، مدل دوماس و لاستر (Doumas &

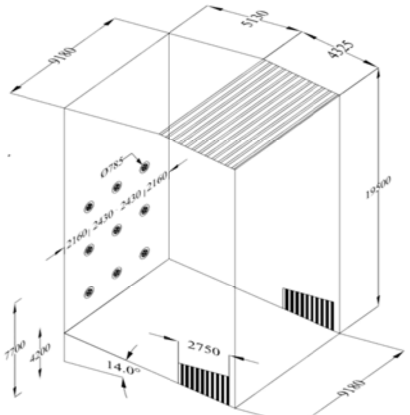
Laster) نام داشت که براساس آن، جریان، غیر لزج و ساختار ورودی جریان، به‌صورت مماسی فرض می‌شد. مدل دوم، نمونهٔ بهبودیافته‌ای از مدل اول بود که هرچند برخلاف مدل اول، جریان ورودی را به‌طور کامل مماسی در نظر نمی‌گرفت، لیکن اثر اصطکاک دیواره و ابعاد ورودی نازل هم‌چون زاویهٔ پاشش سوخت را در محاسبات وارد نمی‌کرد. مدل سوم، پسای کلی (Global drag) نام داشت که اثر اصطکاک را نیز در نظر می‌گرفت و بدین ترتیب تطابق قابل‌قبولی بین نتایج عددی و تجربی پدید می‌آورد. مدل یک‌بعدی نیز به‌منظور احتساب آثار اصطکاک محلی (ناشی از هر دو مؤلفهٔ سرعت محوری و مماسی) به‌کار گرفته شد. صحت مدل مذکور به‌طور کامل تأیید شده است و می‌توان از آن به‌عنوان ابزاری برای طراحی نازل‌هایی با جریان گردشی و در فشار بالا استفاده کرد.

چوئی و همکاران [3] با توجه به نیاز کشور کانادا به تبدیل نیروگاه‌های سوخت مایع به نیروگاه‌های گازی، پژوهشی در این زمینه انجام دادند. برای این منظور آن‌ها اقدام به مدل‌سازی عددی بویلری با سوخت مازوت و تبدیل آن به بویلری با سوخت گازی و سپس بهینه‌سازی جریان در داخل بویلر گازی نمودند. هدف نهایی پژوهش مذکور، یافتن شرایط کارکردی بهینه و به حداقل رساندن میزان آلاینده‌ها در بویلر گازی بود. شرکت بایوس (BIOS Co.) نیز یکی از شرکت‌های فعال در زمینهٔ بهینه‌سازی عملکرد بویلرها و کوره‌ها با استفاده از سوخت‌های زیست توده (Biomass) است. این شرکت با استفاده از مدل‌سازی عددی اقدام به بهینه‌سازی تعداد زیادی از کوره‌ها و بویلرهای حرارتی کرده است. چنی و همکاران [5] با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلوئنت (Fluent) یک نیروگاه مقیاس کوچک با سوخت زیستی را شبیه‌سازی کردند و کوشیدند این نیروگاه را از نظر راندمان حرارتی و میزان نشر آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن بهینه کنند. ژنگ و همکاران [6] با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت روش‌های ایجاد احتراقی با تولید حداقل آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن را در یک نیروگاه با سوخت زغال‌سنگ مورد بررسی قرار دادند. هم‌چنین لیو و همکاران [7] یک بویلر ٦٦٠ مگاواتی متعلق به شرکت فاستر-ویلر (Foster- Wheeler) را از نقطه‌نظر راندمان و تولید آلاینده‌ها با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار دادند.

در مقالهٔ حاضر با استفاده از شبیه‌سازی عددی به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر راندمان حرارتی و میزان تولید آلاینده‌ها در بویلر نیروگاه توس مشهد پرداخته شده است. بدین منظور مدل سه‌بعدی از هندسهٔ محفظهٔ احتراق بویلر مذکور تولید و شبکه‌بندی شده و معادلات حاکم بر جریان آشفتهٔ احتراقی همراه با تابش با استفاده از روش حجم‌های کنترلی (Control volume approach) حل شده‌اند. اعتبارسنجی حل عددی توسط مقایسهٔ نتایج عددی با مقادیر اندازه‌گیری شده در نیروگاه توس انجام شده است که تطابق قابل‌قبولی در آن مشاهده می‌شود. پس از اطمینان از صحت مدل‌سازی، اثر پارامترهای مختلف از جمله قطر قطرات سوخت پاشش شده، دبی و جهت چرخش هوای ورودی و دمای پیش گرمایش هوا بر راندمان بویلر و هم‌چنین تشکیل آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

مشخصات بویلر مورد بررسی

شکل هندسی و ابعاد محفظهٔ بویلر واحد ۱ نیروگاه توس در شکل (۱) نشان داده شده است. این بویلر شامل ۹ مشعل مجهز به نازل‌های پاشش سوخت مایع و گاز می‌باشد که براساس فصول مختلف سال مورد استفاده قرار می‌گیرند. در شکل (۲) ساختمان یکی از این مشعل‌ها نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود هوای ورودی به محفظهٔ احتراق از اطراف نازل‌ها به داخل محفظه وارد می‌شود. جهت اختلاط بهتر هوا و سوخت در مسیر جریان هوا از پره‌های مولد چرخش استفاده شده است.



شکل ۱ هندسه و ابعاد بویلر مورد مطالعه،
(ابعاد به میلی‌متر می‌باشند.)



شکل ۲ تصویر نازل پاشش سوخت، کانال ورود هوا و تجهیزات نصب شده در آن

جدول ۱ پارامترهای کارکردی بویلر

شرح داده	واحد	مقدار
دبی جرمی هوای ورودی به بویلر	Kg/s	140
دمای هوای ورودی به بویلر	^{o}C	288
نسبت سرعت محوری به سرعت مماسی در ورودی هوای بویلر	---	0.125
دبی جرمی جریان برگشتی به بویلر از لانگشتروم	Kg/h	82917
فشار داخل بویلر	mmHg	370
دبی جرمی سوخت مایع	ton/hr	37.01
دمای سوخت مایع در ورود به نازل	^{o}C	125
چگالی سوخت مایع در دمای $35^{o}C$	kg/m3	950

داده‌هایی که در شبیه‌سازی محفظهٔ بویلر فوق در حالت استفادهٔ کامل (توان حداکثر بویلر) از سوخت نفت کوره در شرایط توان خروجی 150 MW مورد استفاده قرار گرفته‌اند، در جدول (۱) ارائه شده‌اند.

معادلات حاکم

جریان در داخل کوره‌ها و محفظه‌های احتراق از نوع جریان‌های احتراقی چرخشی و مغشوش می‌باشد. معادلات حاکم بر این جریان‌ها، معادلات پیوستگی، اندازه‌حرکت، آشفتگی، انرژی، نرخ تولید و از بین رفتن گونه‌های شیمیایی و تابش بوده‌اند که با حل هم‌زمان این معادلات برای هندسهٔ بویلر با شرایط مرزی مشخص، مشخصات جریان احتراقی در محفظهٔ احتراق محاسبه می‌گردند. در احتراق سوخت مایع علاوه بر معادلات فوق، معادلات لاگرانژی مسیر ذرات سوخت و معادلات انرژی برای محاسبهٔ نرخ تبخیر سوخت نیز حل می‌شوند. معادله دیفرانسیل کلی بقا در فاز گازی برای متغیر φ به‌صورت زیر می‌باشد [8]:

$$
\begin{aligned}
&(\rho u_i + \overline{\rho' u_i'})\frac{\partial \phi_i}{\partial x_i} = \\
&-\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\overline{u'_j \phi'_j} + u_j\overline{\rho'\phi'} + \overline{\rho' u'_j \phi'}\right) \\
&+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j}\right) + S_\phi
\end{aligned}
\tag{۱}
$$

که در آن u_i مولفه‌های متوسط‌گیری شدهٔ زمانیِ سرعت، S_ϕ عبارت چشمه، Γ_ϕ ضریب پخش و $u'_j \phi'_j$ جملات نوسانی آشفتگی هستند که توسط مدل‌های اغتشاشی مدل‌سازی می‌شوند [8]. برای مدل‌سازی اغتشاشات جریان از مدل RNG k-ε و برای مدل‌سازی تابش از مدل Discrete Ordinate استفاده شده است [8]. مدل‌سازی احتراق با استفاده از مدل Species Transport و برای در نظر گرفتن اثرات آشفتگی بر نرخ واکنش‌های شیمیایی از مدل Eddy Dissipation

استفاده شده است. با توجه به این‌که در این پژوهش برای حل معادلات حاکم از نرم‌افزار تجاری فلوئنت استفاده شده است، از ذکر جزئیات تمامی معادلات حاکم بر مسئله اجتناب شده است و تنها در ادامه معادلات حاکم بر فاز مایع بیان شده است.

پیش‌بینی سرعت ذرات سوخت و یافتن مسیر آنها، بسیار بااهمیت است. رفتار این ذرات به‌وسیلهٔ موقعیت، جرم، دما، سرعت اولیه و سپس با بالانس نیروهای خارجی از قبیل نیروهای وارد از طرف سیال، قابل ارزیابی است. اینرسی هر قطره نیز با توجه به اندازهٔ آن، معلوم می باشد. مسیر حرکت قطرهٔ مایع در داخل بویلر را نیز می توان با حل کردن روابط حرکت قطره، تعیین نمود. معادلات اندازه‌حرکت ذرات مایع با استفاده از موازنهٔ نیروهای خارجی وارد بر قطره به‌دست می‌آیند.

با موازنهٔ نیروها در جهت فرضی x در دستگاه مختصات کارتزین و پس از انجام برخی عملیات جبری، معادلهٔ حرکت قطره در این جهت، به‌صورت زیر خواهد شد [8].

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(\hat{u} - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \qquad (۲)$$

که در آن، $\hat{u}$ سرعت محوری گاز، ρ_p چگالی قطره، ρ چگالی سیال اطراف قطره، F_x مجموع نیروهای ناشی از جرم مجازی و گرادیان فشار و u_p سرعت محوری قطرهٔ سوخت می باشد. F_D از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$F_D = \frac{18\mu_g C_D \mathrm{Re}}{24\rho_p d_p^2} \qquad (۳)$$

در این رابطه، μ_g لزجت گاز و d_p قطر قطره است. C_D و Re نیز به‌ترتیب ضریب درگ و عدد رینولدز محلی هستند و از روابط زیر به‌دست می‌آیند [5]:

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{\mathrm{Re}} + \frac{a_3}{\mathrm{Re}^2} \qquad (٤)$$

$$\mathrm{Re} = \rho_g d_p \frac{\left|u_p - \hat{u}\right|}{\mu_g} \qquad (٥)$$

رابطهٔ (٤) رابطه ای است که در نرم‌افزار فلوئنت از آن برای تعیین ضریب درگ استفاده شده است و در آن a_1 تا a_3 ضرائب ثابتی هستند. نیروی ناشی از جرم مجازی، که نیروی مورد نیاز برای شتاب دادن سیال اطراف ذره می‌باشد، مطابق رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$F_x = \frac{1}{2}\frac{\rho}{\rho_p}\frac{d}{dt}(u - u_p) \qquad (٦)$$

و نیروی ناشی از گرادیان فشار نیز از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید [8]:

$$F_x = (\frac{\rho}{\rho_p})u_{pi}\frac{\partial u}{\partial x_i} \qquad (٧)$$

در نرم‌افزار فلوئنت طول عمر یک قطره سوخت مایع از زمان پاشش تا زمانی‌که کاملاً تبخیر شود به سه قسمت تقسیم شده است:

- از زمان تزریق قطره تا زمانی‌که دمای آن (Tp) به دمای تبخیری که توسط کاربر مشخص می‌شود (Tvap) می‌رسد،
- از زمانی‌که دمای قطره به دمای تبخیر (Tvap) می رسد تا زمانی‌که دمای آن به دمای جوش (Tbp) می‌رسد،
- و از زمانی‌که قطره به دمای جوش رسیده است، تا زمانی‌که کاملاً تبخیر شود.

در هر یک از این حالات، معادلات خاصی برای انتقال حرارت و جرم قطره حل می‌شوند، که در ادامه به آنها اشاره می‌گردد.

- از زمان تزریق قطره تا زمانی‌که دمای آن (Tp) به دمای (Tvap) می‌رسد (Tp < Tvap):

در این صورت یک معادلهٔ انتقال حرارت ساده

برای تعیین دمای گذرای قطره بر مبنای نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی و تابشی حل می‌شود که عبارتست از:

$$m_l C_{p,l}\frac{dT_l}{dt} = hA_p(T_\infty - T_l) + \varepsilon A_p \sigma(T_r^4 - T_l^4) \quad (۸)$$

که در آن T_l دمای قطره، A_p سطح قطره، T_∞ دمای محلی فاز پیوسته، h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، ε گسیلمندی قطرهٔ ثابت استفان بولتزمن، T_r دمای تابش و $C_{p,l}$ و m_l نیز به‌ترتیب گرمای ویژه و جرم قطره هستند. دمای تابش از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$T_r = \left(\frac{G}{4\sigma}\right)^{1/4} \quad (۹)$$

که در آن G تابش برخوردکننده به قطرهٔ سوخت است که با انتگرال‌گیری از شدت تابش I مطابق با رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید:

$$I = \int_{\Omega=4\pi} I d\Omega \quad (۱۰)$$

- از زمانی که دمای قطره به دمای تبخیر می رسد تا زمانی که دمای آن به دمای جوش (Tbp) می‌رسد:

از این لحظه قطره شروع به تبخیر شدن می‌کند و نرخ تبخیر بر مبنای اختلاف غلظت بخار در سطح قطره و در بالک گاز مطابق با رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید:

$$N_i = k_c(C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (۱۱)$$

که در آن N_i شار مولی بخار سوخت، k_c ضریب انتقال جرم، $C_{i,s}$ غلظت بخار سوخت روی سطح قطره و $C_{i,\infty}$ غلظت بخار در بالک سیال می‌باشند. غلظت بخار روی سطح قطره با توجه به این فرض محاسبه می‌شود که فشار جزئی بخار سوخت روی سطح قطره برابر با فشار اشباع بخار سوخت در دمای قطره است. در نهایت دمای قطره با استفاده از رابطهٔ زیر به‌روز می‌شود:

$$m_l C_{p,l}\frac{dT_l}{dt} = hA_p(T_\infty - T_l) + \varepsilon A_p \sigma(T_r^4 - T_l^4) + \frac{dm_l}{dt}h_{fg} \quad (۱۲)$$

که در آن h_{fg} گرمای نهان تبخیر سوخت است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی قطره با توجه به رابطهٔ ارائه‌شده برای انتقال حرارت از کره، به‌صورت زیر تعیین می‌شود [8]:

$$Nu = \frac{hD}{k_g} = 2 + 0.6Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (۱۳)$$

که در آن، Pr عدد پرانتل محیط گازی می باشد. مشابه با ضریب انتقال حرارت، ضریب انتقال جرم برای قطره از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید:

$$Sh = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6Re_d^{1/2}Sc^{1/3} \quad (۱٤)$$

که در آن $D_{i,m}$ ضریب پخش بخار سوخت در بالک سیال، Sh عدد اشمیت و d_p قطر قطرهٔ سوخت است.

- زمانی که قطره به دمای جوش برسد:

زمانی که دمای قطرهٔ سوخت به دمای جوش خود برسد، معادله نرخ تبخیر به شکل زیر اعمال می‌شود [8]:

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_l c_{p,\infty} d_p}(1 + 0.23\sqrt{Re_d}) \ln\left[1 + \frac{c_{p,\infty}(T_\infty - T_p)}{h_{fg}}\right] \quad (۱۵)$$

در این رابطه، $c_{p,\infty}$ ظرفیت گرمائی فاز پیوسته، ρ_l چگالی قطرهٔ سوخت و k_∞ ضریب هدایت فاز پیوسته می باشند. با توجه به این که در جوشش دمای قطره ثابت باقی می‌ماند، با توجه به رابطهٔ (۱۲) داریم:

$$-\frac{dm_l}{dt}h_{fg} = hA_p(T_\infty - T_l) + \varepsilon A_p \sigma(T_r^4 - T_l^4) \quad (۱٦)$$

بنابراین با توجه به رابطهٔ (۱۵) خواهیم داشت:

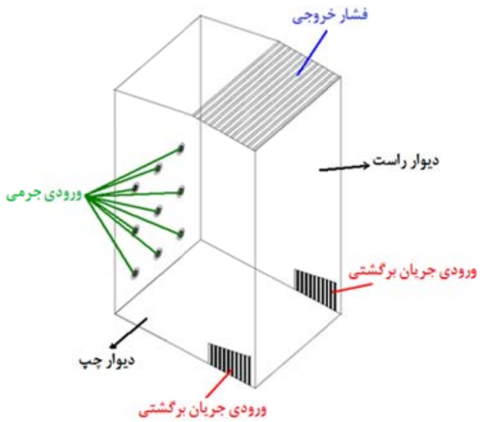
$$-\frac{d(d_p)}{dt}=\frac{2}{\rho_l h_{fg}}\left[\frac{k_\infty Nu(T_\infty - T_p)}{d_p}+\varepsilon\sigma(T_r^4-T_p^4)\right] \quad (۱۷)$$

که در آن Nu عدد ناسلت است که با استفاده از رابطهٔ (۱۳) قابل‌محاسبه است. با جای‌گذاری مقادیر مربوط در این رابطه و ساده‌سازی رابطه نرخ تغییر قطر قطرهٔ سوخت به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

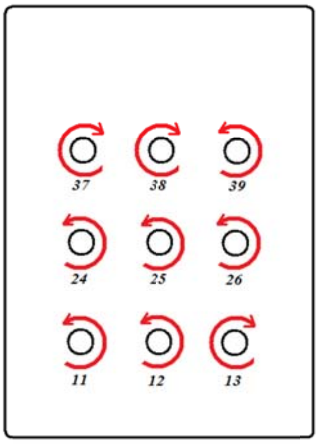
$$-\frac{d(d_p)}{dt}=\frac{2}{\rho_l h_{fg}}\left[\frac{2k_\infty(1+0.23\sqrt{Re_d})}{d_p}(T_\infty - T_p)+\varepsilon\sigma(T_r^4-T_p^4)\right] \quad (۱۸)$$

شرایط مرزی و روش حل عددی

شرایط مرزی اعمال شده برای حل در شکل (۳) آورده شده است. مقادیر سرعت‌ها و دماها براساس اطلاعات جدول (۱) برای هر مشعل محاسبه و اعمال شده‌اند. جهت چرخش هوای هر یک از مشعل‌ها در شکل (٤) نشان داده شده است. هم‌چنین شرایط مرزی دیوارهٔ بویلر با توجه به جریان دو فازی بخار– مایع داخل لوله‌های بویلر، دما ثابت فرض شده است. برای حل عددی معادلات حاکم از روش حجم‌های محدود با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است. شبیه‌سازی‌ها در حالت پایا و با استفاده از حل‌گر فشار–مبنا انجام شده‌اند.



شکل ۳ شرایط مرزی مورد استفاده در حل عددی.



شکل ٤ آرایش جهت چرخش هوای ورودی به بویلر با توجه به شمارهٔ مشعل (رقم اول ردیف قرارگیری مشعل و رقم دوم شمارهٔ مشعل به‌ترتیب از گوشهٔ پایین سمت چپ را نشان می‌دهد)

مدل‌سازی تشکیل آلاینده‌ها

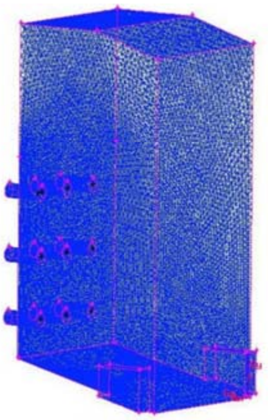
آلاینده‌هایی که اغلب در نیروگاه‌های حرارتی مورد توجه هستند و در این پژوهش مورد مطالعه قرار گرفته‌اند، دوده و اکسیدهای نیتروژن می‌باشند. فرآیند تشکیل و رشد دوده در جریان‌های آشفتهٔ احتراقی از پیچیدگی بسیاری برخوردار است. استیلن در اثر واکنش‌های مختلف شیمیایی در هنگام احتراق هیدروکربن‌ها تشکیل می‌گردد و باعث تولید حلقه‌های بنزن اشباع شده می‌شود. حلقه‌های بنزن با یکدیگر ترکیب می‌شوند و تولید حلقه‌های بزرگ‌تری می‌کنند که هیدروکربن‌های حلقوی و چندحلقه‌ای نامیده می‌شوند. رشد هیدروکربن‌های حلقوی و چندحلقه‌ای سبب تشکیل ذرات جامد در فاز گاز می‌شود که به آن‌ها، هستهٔ دوده گفته می‌شود. با توجه به پیچیدگی فرآیندهای فیزیکی و شیمیایی حاکم بر این پدیده، محاسبهٔ میزان تشکیل دوده در فرآیند احتراق با استفاده از مدل‌های نیمه‌تجربی انجام می‌شود. در این تحقیق از مدل دو مرحله‌ای تسنر [9] برای مدل‌سازی نرخ هسته‌زایی و تشکیل دوده استفاده شده است.

فرآیند تشکیل اکسیدهای نیتروژن (ناکس) نیز مانند دوده بسیار پیچیده می‌باشد. به‌طور عمده سه

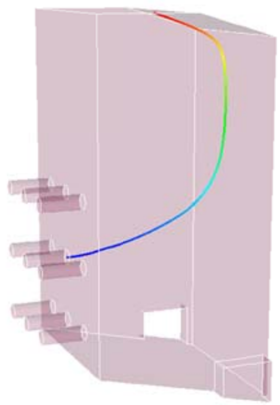
مکانیزم برای تولید ناکس در احتراق مطـرح مـی‌باشـند [10] کـه عبارتنـد از مکـانیزم گرمـایی زلـدوویچ [8]، مکـانیزم سـوختی [8] و مکـانیزم فـوری [8]. مکـانیزم گرمایی مهم‌ترین مکانیزمی اسـت کـه تـاکنون شـناخته شده است و وابستگی شدیدی به دمـا دارد. بـه همـین دلیل با توجه به افزایش دمای شعله بـا افـزایش تعـداد کربن‌های موجود در زنجیرهٔ سـوخت، فرآینـد تشـکیل نـاکس از اهمیـت بیشـتری برخـوردار اسـت. نـاکس سوختی، هنگامی که کسر جرمی نیتـروژن در سـوخت بیش از ۰/۱ درصد باشد، به‌وسیلهٔ اکسیداسیون ترکیبات نیتروژن‌دار سوخت در ناحیهٔ شعله تشکیل مـی‌شـود و مقدار آن قابل‌توجه خواهد بود. با توجه به درصد بالای نیتـروژن موجـود در سـوخت مـازوت (حـدود ۰/۲٦ درصد) مقادیر ایـن آلاینـده نیـز قابـل‌توجـه اسـت. در مکانیزم ناکس فوری که در سال ۱۹۷۱ توسـط فنیمـور مطرح گردیده است، در اثر برخورد بین مولکـول‌هـای نیتروژن و رادیکال‌های هیدروکربن اکسیدهای نیتروژن تولید می‌گردد. تشکیل ایـن اکسـید اساسـاً بـه غلظـت رادیکال در ناحیهٔ اول شعله وابسته است و سهم آن در حالـت احتـراق بـا اکسـیژن اضـافی نـاچیز اسـت. در مخلوط‌های غنی از سوخت با وجـود دماهـای پـایین، سهم ناکس فوری ممکن است به ۲۵ درصد کل نـاکس برسد. در شبیه‌سازی‌های انجام شده در این پژوهش هر سه نوع مکانیزم برای تولید اکسیدهای نیتروژن در نظـر گرفته شده‌اند و مقادیر گزارش برابر با مجموع مقـادیر هر سه مکانیزم می‌باشد.

نتایج

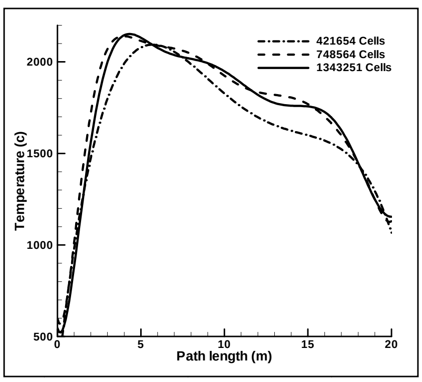
شبیه‌سازی وضعیت فعلی نیروگاه. ابتدا به‌منظور بررسـی صحت و میزان دقت مدل‌سازی عددی، شرایط موجود در وضعیت فعلی تیروگاه شبیه‌سازی شـده‌انـد و نتـایج عددی با نتایج تجربی موجود مقایسه گردیده‌انـد. قطـر متوسـط سـاتر (Sauter Mean Diameter (SMD)) [11] قطرات سوخت پاشش‌شده در وضعیت فعلـی نیروگـاه برابر با ۵۵ میکرون می‌باشد. کلیهٔ قطرهای متوسط ذکـر شده در این مقاله، مقادیر SMD می‌باشند.



شکل ۵ شبکه‌بندی محیط حل



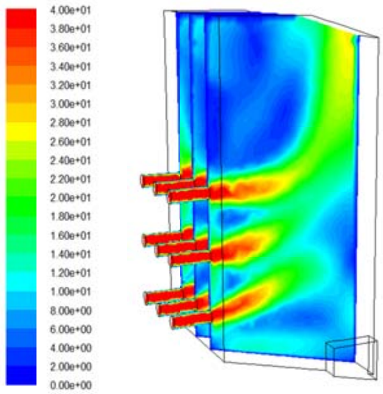
(الف)



(ب)

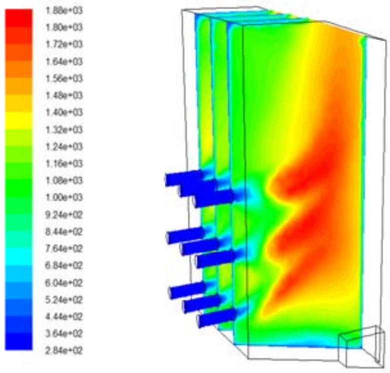
شکل ٦ بررسی اثر استقلال نتایج از شبکه، (الف) خط جریان تولید شده از مشعل میانی، (ب) توزیع دما روی خط جریان ایجادشده

در شکل (٥) شبکهٔ محاسباتی تولید شده نشان داده شده است. در بهترین شبکهٔ محاسباتی که پس از انجام مطالعه استقلال از شبکه حاصل گردید، محیط حل (محیط داخل بویلر) به ٧٤٨٥٦٤ سلول چهاروجهی تقسیم شده است که شبکه در نقاط نزدیک به مشعل‌ها ریز شده است. به‌منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه، توزیع دما روی خط جریانی که از مشعل میانی ایجاد شده است به ازای سه شبکهٔ مختلف در شکل (٦) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش تعداد سلول‌های محاسباتی از ٧٤٨٥٦٤ به ١٣٤٣٢٥١ (نزدیک به دو برابر) تغییرات قابل‌توجهی را در توزیع دما ایجاد نکرده است.

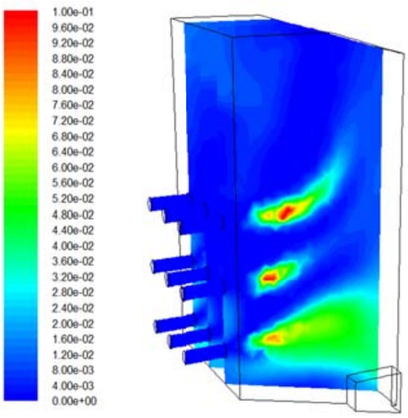


شکل ۷ توزیع سرعت درون بویلر (متر بر ثانیه)

در شکل (۷) توزیع سرعت جریان در مقاطع مختلف بویلر نشان داده شده است. بیشترین سرعت جریان در دهانه‌های ورودی مشعل‌ها اتفاق افتاده است که پس از ورود به بویلر تحت تأثیر نیروهای شناوری به سمت خروجی بویلر حرکت می‌کند. توزیع دما، بخار سوخت و اکسیژن در مقاطع مختلف بویلر برای شرایط کارکرد فعلی نیروگاه در شکل‌های (۱۰-۸) نشان داده شده‌اند. مشاهده می‌شود که به‌دلیل استفاده از سوخت سنگین (که دارای زمان تبخیر طولانی‌تری نسبت به سوخت‌های گازی هستند) دمای ماکزیمم شعله در نواحی دورتری از نقطهٔ پاشش اتفاق افتاده است و حداکثر غلظت بخار سوخت در مقاطع میانی بویلر دیده می‌شود. هم‌چنین اکسیژن پس از ورود به بویلر سریعاً مصرف شده و بیشترین مقدار را در دهانه ورودی هوا دارد.



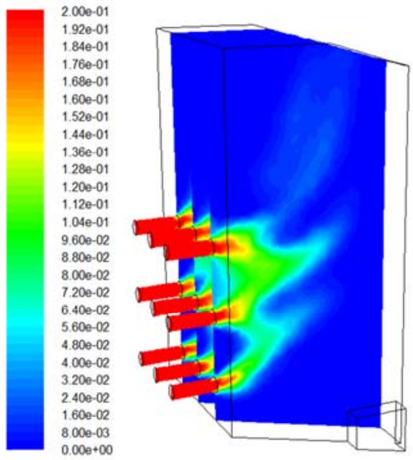
شکل ۸ توزیع دما درون بویلر (درجه کلوین)



شکل ۹ توزیع کسر جرمی بخار سوخت در مقاطع مختلف بویلر

به‌منظور بررسی دقت نتایج عددی، غلظت دی‌اکسید کربن خشک، متوسط دمای محصولات احتراق و غلظت آلاینده ناکس در خروجی بویلر در جدول (۲) با نتایج اندازه‌گیری‌های تجربی در نیروگاه توس مقایسه شده است که تطابق قابل‌قبولی بین آنها مشاهده می‌شود. بیشترین خطا مربوط به دمای خروجی بویلر می‌باشد که می‌تواند به‌دلیل در نظر گرفتن واکنش یک‌مرحله‌ای احتراق و هم‌چنین اثرات انتقال حرارت تابشی ناشی از وجود دوده در محصولات احتراق باشد. هم‌چنین اصلاح توزیع دمای دیوارهٔ بویلر

می‌تواند سبب افزایش دقت در دمای خروجی گردد.

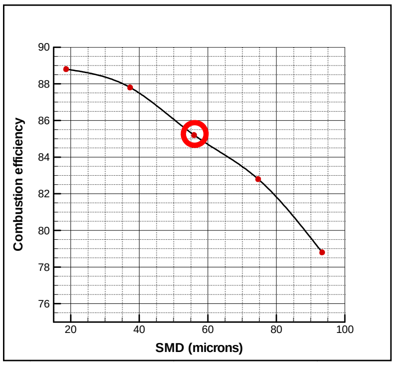


شکل ۱۰ توزیع کسر جرمی اکسیژن در مقاطع مختلف بویلر

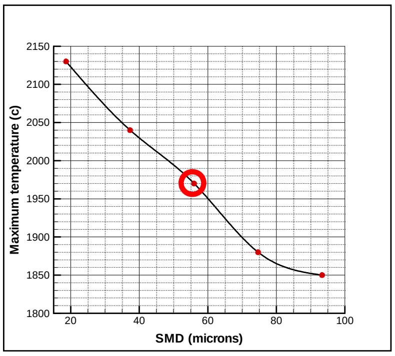
جدول ۲ مقایسهٔ نتایج حل عددی با نتایج تجربی موجود در نیروگاه

کمیت	مقدار تجربی	مقدار عددی	درصد خطا
درصد حجمی دی‌اکسید کربن	۱٤/٥	۱٤/۸۱	۲/۱
راندمان حرارتی بویلر	۸٥/۳	۸٤/٦۹	۰/۷
دمای محصولات احتراق (کلوین)	۱۲۸۳	۱٤۱۰	۹/۹
ناکس (ppm)	۳۸٦	٤۰٦	٥/۲

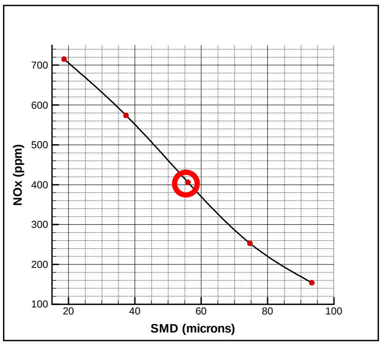
بررسی راهکارهای افزایش راندمان. در این پژوهش اثر قطر قطرات سوخت، دبی هوای ورودی و جهات چرخش هوای ورودی بر روی راندمان و میزان آلاینده‌های بویلر مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل (۱۱) اثر قطر متوسط ذرات سوخت پاشش شده بر راندمان حرارتی بویلر نشان داده شده است. وضعیت فعلی نیروگاه با استفاده از دایره روی شکل متمایز شده است. راندمان حرارتی به‌صورت نسبت کل حرارت آزاد شده (مجموع شار دیواره‌های بویلر و شار خروجی دودکش) به کل ارزش حرارتی سوخت پاشش شده، در نظر گرفته شده است. مشاهده می‌شود با افزایش قطر ذرات سوخت، راندمان حرارتی کاهش چشم‌گیری می‌یابد. هم‌چنین به‌دلیل زمان طولانی‌تر تبخیر قطرات با افزایش قطر، بخار سوخت در ناحیهٔ وسیع‌تری داخل بویلر پخش می‌شود و همان‌طور که شکل (۱۲) نشان می‌دهد، دمای ماکزیمم محفظهٔ احتراق کاهش می‌یابد. بدیهی است که این کاهش دمای ماکزیمم به مقدار قابل‌توجهی میزان تشکیل *NOx* حرارتی را کاهش می‌دهد (شکل ۱۳). از طرفی همان‌طور که شکل (۱٤) نشان می‌دهد به‌دلیل کاهش میزان اختلاط هوا با افزایش قطر، میزان دوده در خروجی بویلر افزایش یافته است. هم‌چنین میزان انتقال حرارت به دیوارهٔ بویلر نیز با افزایش قطر ذرات سوخت کاهش می‌یابد که این سبب کاهش راندمان انتقال حرارت داخل بویلر می‌گردد.



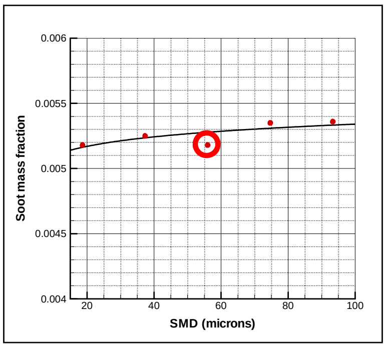
شکل ۱۱ اثر قطر قطرات پاشش شده بر راندمان حرارتی بویلر



شکل ۱۲ اثر قطر قطرات پاشش شده بر دمای حداکثر محفظه احتراق



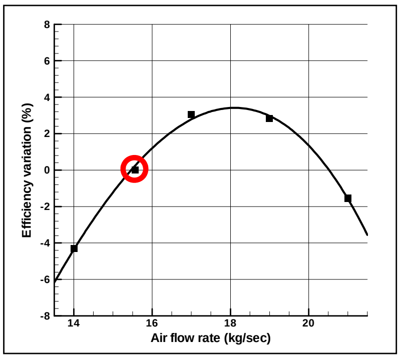
شکل ۱۳ اثر قطر قطرات پاشش شده بر میزان ناکس حرارتی در خروجی بویلر



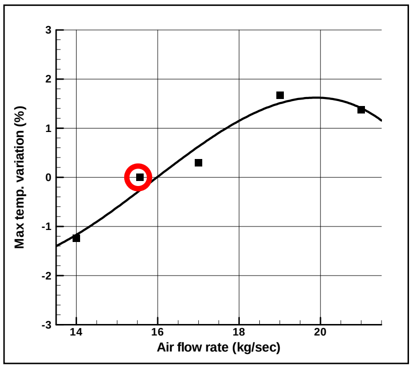
شکل ۱٤ اثر قطر قطرات پاشش شده بر متوسط کسر جرمی دوده در خروجی بویلر

از جمله پارامترهای مهم و تأثیرگذار بر دمای احتراق، میزان هوای اضافه است. در فرآیند احتراق سوخت‌ها برای اطمینان از اختلاط سوخت و هوا به هوای اضافی (بیشتر از مقدار استوکیومتریک) نیاز است. هر چه مولکول سوخت سنگین‌تر و از حالت گازی به حالت جامد نزدیک شود، برای افزایش اختلاط سوخت و هوا مقدار هوای اضافی مورد نیاز، بیشتر خواهد بود. در شکل‌های (۱۷-۱۵) اثر دبی هوای ورودی بر دمای ماکزیمم شعله و میزان آلاینده‌های ناکس و دوده نشان داده شده است. به‌منظور نمایش بهتر میزان تغییرات پارامترهای مختلف، محور عمودی نمودارها با استفاده از رابطهٔ زیر بدون بعد شده‌اند:

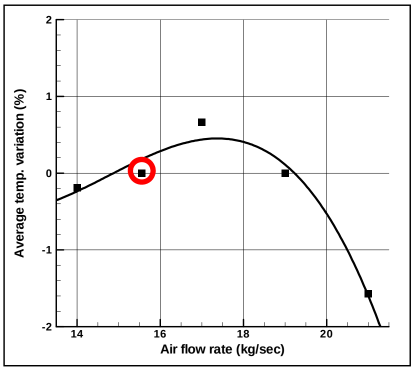
$$\text{محور عمودی} = \frac{(\text{مقدار جدید پارامتر}) - (\text{مقدار پارامتر در حالت پایه})}{(\text{مقدار پارامتر در حالت پایه})} * 100 \qquad (۱۹)$$



شکل ۱۵ اثر دبی هوای ورودی برتغییر راندمان حرارتی بویلر نسبت به حالت پایه



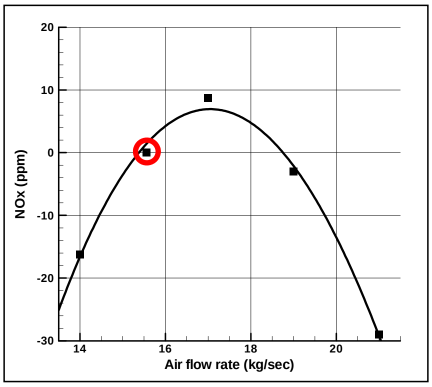
شکل ۱٦ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر دمای حداکثر بویلر نسبت به حالت پایه



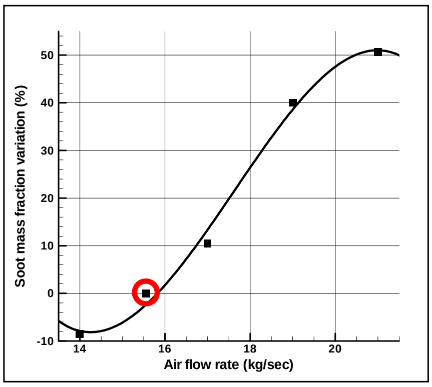
شکل ۱۷ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر دمای متوسط بویلر نسبت به حالت پایه

شکل (۱۵) اثر دبی هوای ورودی را بر درصد تغییر راندمان حرارتی نسبت به حالت پایه نشان می‌دهد. وضعیت فعلی نیروگاه با استفاده از دایره روی شکل متمایز شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود،

راندمان حرارتی برای دبی هـوای ورودی ۱۷ کیلـوگرم بر ثانیه حدود ۱/۳ درصد نسبت به حالـت پایـه فعلـی افزایش یافتـه اسـت. در وضـعیت فعلـی، دبـی هـوای ورودی محفظهٔ احتراق بویلر از مقدار استوکیومتری آن کمتر است، در حالی که بـرای سـوخت‌هـای سـنگین، مقداری بیشتر از مقدار استوکیومتری پیشنهاد مـی‌شـود. به همین دلیل است کـه افـزایش دبـی هـوای ورودی، تغییر قابل‌توجهی در راندمان بویلر ایجاد کـرده اسـت. به‌دلیل اخـتلاط بهتـر سـوخت و هـوا، دمـای حـداکثر محفظهٔ احتراق با افزایش دبـی هـوای ورودی افـزایش پیدا می‌کند، اما با افـزایش هـوای احتـراق بـه بـیش از مقدار مورد نیاز برای اختلاط سوخت و هوا، بخشی از هوا که در واکنش احتراق شرکت نمی‌کنـد، بـا جـذب انرژی گرمـایی از شـعله و خـروج از محفظـه احتـراق باعث کاهش دمای ماکزیمم شعله خواهد شد. در شکل (١٦) درصد تغییرات دمای حداکثر محفظه احتـراق در دبی هوای جدید نسبت بـه دمـای حـداکثر محفظـه در وضعیت فعلی بویلر رسم شده اسـت. همـان‌طـور کـه مشاهده می‌شود با افزایش دبی هـوای ورودی بـه‌دلیـل حضـور مقـدار کـافی اکسـیژن در محفظـهٔ احتـراق و اختلاط بهتر سـوخت و هـوا، دمـای حـداکثر محفظـهٔ احتراق افزایش پیدا می‌کند، اما واضـح اسـت کـه ایـن مطلب در مورد دمای میانگین محفظه صـادق نخواهـد بود، زیرا گرم شدن هوای اضافی وارد شده بـه محفظـهٔ احتراق قسمتی از انرژی حاصل از احتـراق را مصـرف خواهد کرد. البته روند صعودی افزایش دمـای حـداکثر محفظهٔ احتراق با افزایش دبی هوای ورودی تا دبی ۱۹ کیلوگرم بر ثانیه ادامه دارد و از آنجـا بـه بعـد بـه‌دلیـل حجم زیاد هوای اضـافی واردشـده بـه محفظـه دمـای حداکثر به‌تدریج کاهش پیدا می‌کند. در شکل (١٧) اثـر دبی هوای ورودی بر تغییرات دمای میانگین نسبت بـه دمای میانگین در وضعیت فعلی بویلر نشـان داده شـده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود از دبـی هـوای ۱۷ کیلوگرم بـه بعـد، دمـای میـانگین محفظـهٔ احتـراق بـا افزایش دبی هوای ورودی کاهش می‌یابد.



شکل ۱۸ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر میزان ناکس در خروجی بویلر نسبت به حالت پایه

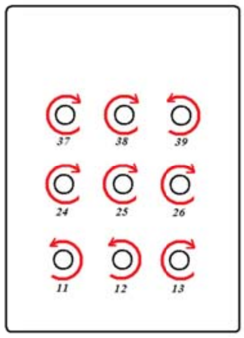


شکل ۱۹ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر کسرجرمی دوده در خروجی بویلر نسبت به حالت پایه

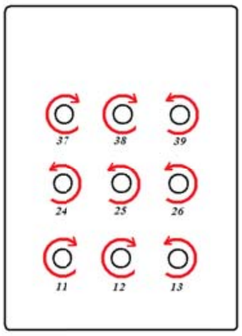
افزایش هم‌زمان دمـای حـداکثر و دمـای میـانگین محفظهٔ احتـراق، افـزایش نـاکس تولیـدی را بـه‌همـراه خواهد داشت. در شکل (۱۸) درصد تغییر میزان ناکس خروجی بویلر نسبت به حالت پایه برحسب میزان دبی هوای ورودی رسم شده است. افزایش دمای حداکثر و میانگین محفظهٔ احتراق با افزایش میزان ناکس تولیـدی همراه خواهد بود، اما از طرفی افزایش دبی هوا باعـث کاهش کسر جرمی ناکس در خروجی بـویلر مـی‌شـود. به‌همین علت همان‌طور کـه مشـاهده مـی‌شـود مقـدار نـاکس تولیـدی تـا دبـی ۱۷ کیلـوگرم بـر ثانیـه رونـد صعودی دارد و از آنجا به بعد روند نزولی دارد.

با افزایش دبی و در نتیجه افزایش دمای ماکزیمم شعله (و تجزیهٔ سوخت ورودی) میزان تشکیل دوده در شعله افزایش می‌یابد. از طرفی دمای بالای محفظه احتراق سبب احتراق دوده و کاهش آن در خروجی می‌گردد. هم‌چنین هوای اضافه بیشتر سبب اختلاط بهتر سوخت و هوا و کاهش میزان دوده می‌گردد. در شکل (۱۹) میزان تغییرات متوسط کسر جرمی دودهٔ خروجی از بویلر با افزایش دبی هوای ورودی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود نقطهٔ حداکثر دوده با حداکثر ناکس تطابق ندارد و تا حدود دبی ۲۱ کیلوگرم بر ثانیه دوده در خروجی بویلر با افزایش دبی هوا افزایش می‌یابد، اما افزایش بیشتر دبی هوا باعث کاهش میزان دوده در خروجی می‌شود.

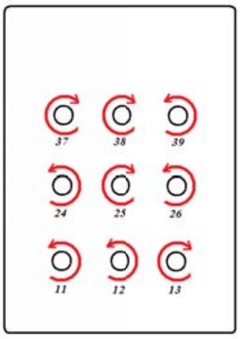
دست‌یابی به اختلاط هرچه کامل‌تر سوخت و هوا یکی از مسائل مهم در احتراق در بسیاری از کاربردهای صنعتی می‌باشد. در اکثر سیستم‌های احتراقی از چرخش هوا برای این منظور استفاده می‌شود. در بویلر نیروگاه توس نیز هوای ورودی هر یک از مشعل‌ها با چرخش وارد محفظهٔ احتراق می‌شود. در حال حاضر جهات چرخش هوای ورودی از اطراف نه عدد مشعل به بویلر نیروگاه مطابق با شکل (٤) می‌باشد. آرایش جهات چرخش هوای ورودی می‌تواند بر اختلاط هرچه بهتر سوخت و هوا مؤثر باشد. آرایش‌های متفاوتی می‌تواند برای این جهات مورد استفاده قرار گیرند. در این پژوهش شش حالت مختلف دیگر که احتمال اختلاط بهتر سوخت و هوا از آن‌ها مورد انتظار بود، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. به‌جز وضعیت فعلی نیروگاه، شش آرایش دیگر نیز شبیه‌سازی شده‌اند که در شکل (۲۰) نشان داده شده‌اند.



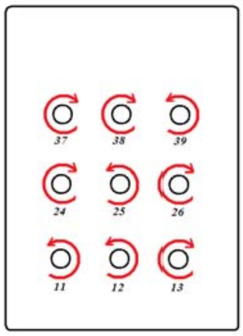
حالت ۱) جهت چرخش مشعل‌های ۲٤، ۲۵ و ۲٦ عوض شده است



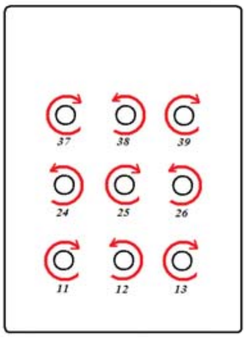
حالت ۲) جهت چرخش مشعل‌های ۱۱، ۱۲ و ۱۳ عوض شده است



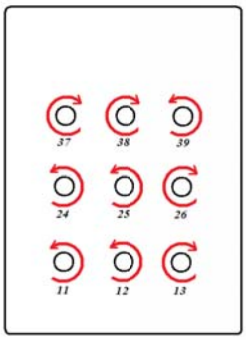
حالت ۳) جهت چرخش مشعل ۲۵ عوض شده است



حالت ٤) جهت چرخش مشعل‌های ۲٤ و ۲٦ عوض شده است



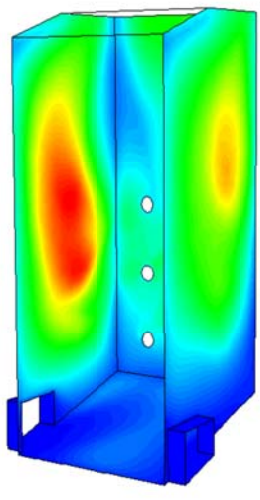
حالت ٥) جهت چرخش مشعل‌های ۱۱،۲۵، ۳۸ و ۳۹ عوض شده است



حالت ٦) جهت چرخش مشعل ۲٦ عوض شده است

شکل ۲۰ آرایش‌های مختلف جهات هوای ورودی شبیه‌سازی شده

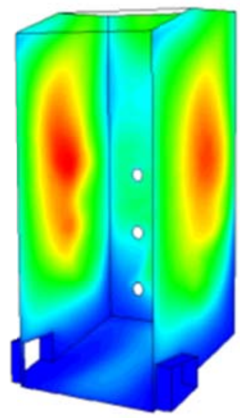
به‌منظور انتخاب آرایش مناسب چرخش هوای ورودی، به پارامترهای راندمان حرارتی، ضریب انتقال حرارت دیواره‌ها و یکنواخت بودن این ضریب بر روی دیواره‌ها (مخصوصاً دیواره‌های سمت راست و چپ مشعل‌ها) توجه شده است. در شکل (۲۱) توزیع ضریب انتقال حرارت دیوارهٔ بویلر در حالت پایه (آرایش جهات چرخش هوای ورودی در وضعیت فعلی نیروگاه) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، ضریب انتقال حرارت روی جدار سمت چپ بیشتر از جدار سمت راست است. درصورتی‌که به آرایش جهات چرخش توجه شود، ملاحظه می‌شود که از ۹ مشعل موجود، ٦ مشعل دارای جهت یکسان پادساعتگرد هستند و جریان را به‌سمت چپ متمایل می‌کنند. در این شکل متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به‌ترتیب ۳۵۰ و ٤٥۳) حداکثر ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به‌ترتیب ۱۰٦۰ و ۱۳۳۹) و متوسط ضریب انتقال حرارت کل دیوارها ۳۱۵ می‌باشد.



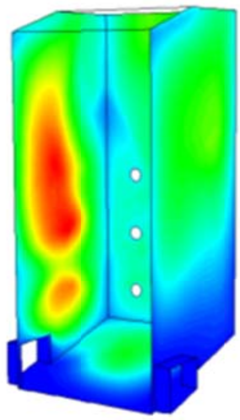
شکل ۲۱ ضریب انتقال حرارت (W/m2K) دیواره‌های بویلر در حالت پایه.

در شکل (۲۲) توزیع ضریب انتقال حرارت جدار بویلر به‌ازای آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی به بویلر نشان داده شده است. در زیر هر شکل، مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت روی دیواره‌های راست و چپ و مقدار متوسط آن روی کل دیواره‌ها، هم‌چنین مقدار حداکثر این ضریب روی دیواره‌های راست و چپ ارائه شده است. مقدار تغییر راندمان مربوط به هر آرایش نیز در زیر شکل مربوط نوشته شده است. مقادیر نشان داده شده در پرانتزها به‌ترتیب از راست به چپ مربوط به دیواره‌های راست و چپ می‌شوند. حالت ۲ به‌دلیل از بین بردن یکنواختی احتراق درون محفظهٔ بویلر (با توجه به اختلاف شدید مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت روی دیواره‌های راست و چپ) فاقد ارزش می‌باشد. آرایش‌های ۳ ، ٥ و ٦ باعث کاهش راندمان حرارتی بویلر شده‌اند. حالات ۱ و ٤ علاوه بر عدم کاهش راندمان، باعث یکنواخت تر شدن احتراق شده‌اند.

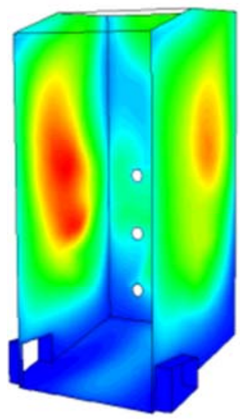
در شکل (۲۳) اثر آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی بر درصد تغییرات ناکس خروجی بویلر نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، از بین حالت‌های ۱ و ٤ که کاهش راندمان به‌همراه نداشتند، در حالت ٤ میزان تولید ناکس اندکی افزایش یافته است. بنابراین آرایش شمارهٔ ۱ را می‌توان به‌عنوان آرایش مناسب برای چیدمان چرخش هوای ورودی به بویلر پیشنهاد کرد، زیرا علاوه بر این‌که میزان تولید آلاینده‌ها را تغییر نمی‌دهد و راندمان را بهبود می‌بخشد، شعله را در وسط محفظهٔ احتراق بویلر حفظ می‌کند و از ایجاد شدن آسیب‌های حرارتی به جدار یک طرف بویلر جلوگیری می‌کند. در حال حاضر در بازدیدهای دوره‌ای از بویلر در نیروگاه، جدار سمت چپ بیشتر دچار مشکل می‌شود که به‌دلیل بیشتر بودن ضریب انتقال حرارت این جدار می‌باشد (شکل ۲۱). بنابراین با اصلاح جهات چرخش هوای ورودی می‌توان به عمر بویلر نیز افزود.



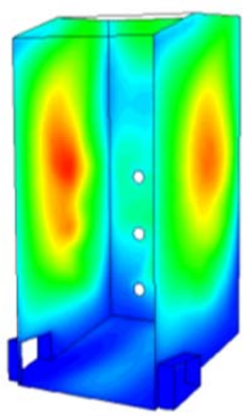
حالت ۱
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای
راست و چپ (به‌ترتیب ۳۹۰ و ٤۱۱)
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و
چپ (به‌ترتیب ۱۱۲٤ و ۱۲۲٦)
متوسط کل دیواره‌ها=۳۱٦
درصد تغییر راندمان= ۰/۱+



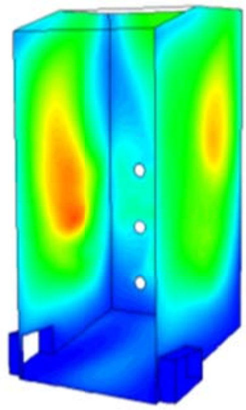
حالت ۲
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای
راست و چپ (به‌ترتیب ۲۸٤ و ٤۷۹)
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و
چپ (به‌ترتیب ۷۷۱ و ۱۳۵٦)
متوسط کل دیواره‌ها=۳۲٦
درصد تغییر راندمان= ۲/٤+



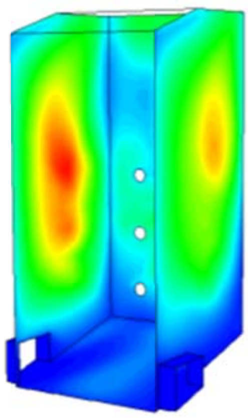
حالت ۳
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای
راست و چپ (به‌ترتیب ۳۷۲ و ٤۲۳)
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و
چپ (به‌ترتیب ۱۰٦۹ و ۱۲۵۸)
متوسط کل دیوارها=۳۱۰
درصد تغییر راندمان= ۱/۵-



حالت ٤
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای
راست و چپ (به‌ترتیب ۳۸۱ و ٤۲۳)
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و
چپ (به‌ترتیب ۱۱۵۲ و ۱۲۷۷)
متوسط کل دیواره‌ها=۳۱۸
درصد تغییر راندمان= ۰/٦+

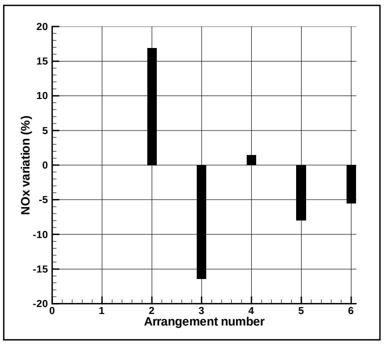


حالت ۵
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای
راست و چپ (به‌ترتیب ۳۷۲ و ٤۰۸)
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و
چپ (به‌ترتیب ۱۰۹۱ و ۱۲۳٦)
متوسط کل دیواره‌ها=۳۱٤
درصد تغییر راندمان= ۰/۳-



حالت ٦
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای
راست و چپ (به‌ترتیب ۳٦۰ و ٤۳۲)
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و
چپ (به‌ترتیب ۱۰۷۰ و ۱۳۱۲)
متوسط کل دیواره‌ها=۳۱٤
درصد تغییر راندمان= ۰/۳-

شکل ۲۲ توزیع ضریب انتقال حرارت (W/m^2K) روی جدار بویلر در آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی



شکل ۲۳ میزان تغییرات ناکس خروجی بویلر نسبت به وضعیت فعلی بویلر در آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی

بحث و نتیجه‌گیری

در این مقاله بویلر نیروگاه توس مشهد به‌منظور امکان‌سنجی افزایش راندمان و کاهش آلاینده‌های ناکس و دوده، با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفت. پارامترهایی که اثر آن‌ها بررسی شده است عبارتند از قطر قطرات سوخت پاشش‌شده، دبی هوای ورودی و جهات چرخش هوای ورودی هر یک از ۹ مشعل بویلر. نتایج نشان می‌دهند با کوچک شدن قطر قطرات سوخت پاشش‌شده، راندمان حرارتی و میزان ناکس تولیدی افزایش پیدا می‌کنند. کاهش قطر قطرات، میزان دودهٔ تشکیل شده را به‌مقدار ناچیزی کاهش می‌دهد. افزایش دبی هوای ورودی تا ۱۷ کیلوگرم بر ثانیه برای هر مشعل، می‌تواند باعث افزایش راندمان بویلر تا ۲ درصد شود. اما افزایش دبی هوای ورودی به این مقدار، افزایش ۱۲ درصدی ناکس و ۲۲ درصدی دودهٔ تشکیل شده را به‌همراه خواهد داشت. با استفاده از شبیه‌سازی عددی، آرایشی مناسب برای جهات چرخش هوای ورودی هر یک از ۹ مشعل نیروگاه پیشنهاد گردید. آرایش پیشنهاد شده، علاوه بر افزایش راندمان، باعث عمر بیشتر بویلر خواهد شد. هم‌چنین این آرایش باعث افزایش آلاینده‌های بویلر نخواهد شد. به‌منظور بررسی صحت شبیه‌سازی‌های عددی از مقایسه نتایج عددی با اندازه‌گیری‌های تجربی انجام‌شده در نیروگاه در وضعیت فعلی استفاده شد که تطابق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی مشاهده گردید.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله از دفتر تحقیقات و کنترل کیفیت تجهیزات شرکت برق منطقه‌ای خراسان و هم‌چنین مدیریت و پرسنل محترم نیروگاه توس به‌دلیل همکاری‌های صمیمانه در انجام این پروژهٔ پژوهشی تشکر و قدردانی می‌نمایند.

مراجع

1. PSL Co. web site at: "http://www.psl.bc.ca", visited at 24th Feb. 2014.
2. Cousin, J. and Ren, W.M., "Recent Developments in Simulations of Internal Flows", *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 54, pp. 227-231, (1999).
3. Chui, E., Runstedtler, A., Majeski, A., Leach, I. and Macfadyen, N., "Modeling of a Natural Gas-Fired Utility Boiler", *Proceedings of Combustion Canada Conference*, Vancouver, Canada, (2003).
4. BIOS Co. web site at: "http://www.bios-bioenergy.at/en/".
5. Chaney, J., Liu, H. and Li, J., "An overview of CFD modelling of small-scale fixed-bed biomass pellet boiler with preliminary results from a simplified approach", *Energy Conversion and Management*, Vol. 63, pp. 149–156, (2012).
6. Zhang, X., Zhou, J., Sun, S., Sun, R. and Qin, M., "Numerical investigation of low NOx combustion strategies in tangentially-fired coal boilers", *Fuel*, Vol. 142, pp. 215–221, (2015).

7. Liu, G., Chen, Z., Li, Z., Li, G. and Zong, Q., "Numerical simulations of flow, combustion characteristics, and NOx emission for down-fired boiler with different arch-supplied over-fire air ratios", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, pp. 1034-1045, (2015).
8. FLUENT 6.3., User's Guide, Fluent Inc., (2006).
9. Tesner, P.A., Tsygankova, E.I., Guilazetdinov, L.P., Zuyev, V.P. and Loshakova, G.V., "The formation of soot from aromatic hydrocarbons in diffusion flames of hydrocarbon-hydrogen mixtures", *Journal of Combustion and Flame*, Vol. 17, pp. 279-285, (1971).
10. Skjoth-Rasmussen, M.S., Glarborg Ostberg Beltrame, P.A., Porshnev, P., Merchan, M.W., Saveliev, A., Fridman, A., Kennedy, L.A., Petrova, O., Zhdnok, S., Amouri, F. and Charon, O., "Soot and NO formation in methane–oxygen enriched diffusion flames", *Journal of Combustion and Flame*, Vol. 124, pp. 295–310, (2001).
11. Semibo, V., Andrade, P. and Carvalho, M.D.G., "Spray characterization: numerical prediction of Sauter mean diameter and droplet size distribution", *Fuel*, Vol. 75, No. 15, pp. 1707-1714, (1996).